

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Kotoučová naklápěcí pila
Tilting Circular Saw

Student:

Petr Sopuch

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Sopuch**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Kotoučová naklápěcí pila**
Tilting Circular Saw

Zásady pro vypracování:

Navrhnete naklápěcí kotoučovou pilu, která bude sloužit pro řezání dřeva i kovových materiálů. Kotouč bude poháněný elektromotorem přes řemenový převod.

Parametry pily:

- hmotnost pily maximálně 55 kg,
- průměr řezného kotouče 350 mm,
- elektromotor – 0,75 kW, 380V.

Výkresová dokumentace bude obsahovat sestavu kotoučové pily a podsestavu svařence pracovního stolu.

Seznam doporučené odborné literatury:

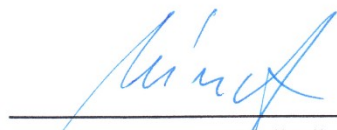
1. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 1*. Praha: SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
2. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 2*. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00046-8.
3. DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů*. Návrh, výpočet, konstrukce. 1. vydání. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
4. DRASTÍK, F. a kol.: *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex a.s., 1999. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
5. KŘÍŽ, R., VÁVRA, P.: *Strojírenská příručka*. 1. vyd. Praha: 1993-1998. 8 svazků.
6. NĚMČEK, M. : *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Skripto VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
7. Fotodokumentace (elektronická).
8. Firemní katalogy, prospekty, normy a www-stránky s danou problematikou.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě14.5.2013

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorských práv, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užit (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavře licenční smlouvu s oprávněním užit dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užit své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 14.5.2013

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Petr Sopuch

Adresa trvalého pobytu autora práce: Ženklava 237, 742 67 Ženklava

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

SOPUCH, P. *Kotoučová naklápečí pila: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů – 347, 2013, 36 s. Vedoucí práce: Hurníková, Š.

Bakalářská práce řeší konstrukční návrh kotoučové naklápečí pily. V první části bakalářské práce je zpracován přehled strojních pil na trhu. Dále se zabývá základním návrhem a kontrolními výpočty pohonu stroje a značně namáhanými částmi stroje. Výpočty jsou zaměřeny na návrh řemenového převodu, zatížení hřídele, průběh natočení a průhybu hřídele a bezpečnost hřídele. V příloze B je uvedena pevnostní analýza pracovního stolu pily, řešena pomocí softwaru Ansys 14.0. K bakalářské práci je doložen sestavný výkres kotoučové naklápečí pily a výrobní výkres svařence pracovního stolu.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

SOPUCH, P. *Tilting Circular Saw: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms – 347, 2013, 36 p. Thesis head: Hurníková, Š.

The Bachelor thesis deals with the structural proposal of the tilting circular saw. There is the overview of the power saws at the market in the first part of the thesis. The thesis also deals with the basic proposal and with the control calculations of the drive and very strained parts of the machine. The calculations are focused on the proposal of the belt transmission, the shaft load, the shape of the rolling, the curve and safety of the shaft. There is the analysis of the strength of the working table of saw, solved with software Ansys 14.0. in the enclosure B. The assembly drawing of the tilting circular saw and the production drawing of the weldment of working table are added to the Bachelor thesis.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	9
Úvod.....	12
1 Přehled strojních pil na trhu	13
1.1 Kotoučové pily	13
1.2 Řetězové pily.....	14
1.3 Přímocará pily	14
1.4 Pokosové pily	15
1.5 Pásové pily	15
1.6 Lupínkové pily	16
1.7 Pila ocaska.....	16
2 Kotoučová naklápěcí pila	17
3 Pohon stroje	18
4 Návrhový výpočet řemenového převodu.....	20
4.1 Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenic	20
4.2 Návrh výpočtových průměrů řemenic D_1 a D_2	21
4.3 Návrh osové vzdálenosti	22
4.4 Určení délky řemene	23
4.5 Výpočet předpětí řemene	24
4.6 Návrh hnací klínové řemenice	25
5 Návrh hřídele	28
5.1 Stanovení minimálního průměru.....	28
5.2 Volba odstupňování hřídele	28
5.3 Zatížení hřídele.....	29
5.4 Ohybová tuhost hřídele	33
5.4.1 Průhyb hřídele	33
5.4.2 Natočení hřídele	34
6 Bezpečnost hřídele.....	36

6.1	Stanovení namáhání nebezpečných průřezů	36
6.2	Statická kontrola.....	37
6.3	Dynamická kontrola	38
7	Závěr.....	41
8	Seznam použité literatury	42
9	Seznam příloh.....	43

Seznam použitých značek a symbolů

A	Osová vzdálenost řemenového převodu	[mm]
A_{MAX}	Osová vzdálenost pro napínání řemene během provozu	[mm]
A_{MIN}	Osová vzdálenost pro demontáž řemene	[mm]
A_{SK}	Skutečná osová vzdálenost	[mm]
\sqrt{A}	Neuberova konstanta	[mm ^{0,5}]
C_{α}	Součinitel vlivu úhlu opásání	[–]
C_k	Součinitel počtu řemenů v převodu	[–]
C_L	Součinitel vlivu délky řemene	[–]
C_P	Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu	[–]
D_{MIN}	Minimální průměr řemenice	[mm]
D_1	Výpočtový průměr hnací řemenice	[mm]
D_2	Výpočtový průměr hnané řemenice	[mm]
F	Přenášená obvodová síla	[N]
F_O	Předpětí řemene	[N]
F_{r1}	Radiální síla působící na hřídel	[N]
F_{r2}	Radiální síla působící na řezný kotouč	[N]
F_{t1}	Tečná síla působící na hřídel	[N]
F_{t2}	Tečná síla působící na řezný kotouč	[N]
F_{v1}, F_{v2}	Síly působící na hřídel od napínací síly řemene	[N]
F_V	Výslednice napínací síly	[N]
F_K	Výslednice řezné síly	[N]
K	Celkový počet řemenů	[–]
K_A	Dynamický součinitel	[mm]
L	Šířka náboje	[mm]
L_P	Délka řemene	[mm]
L_P'	Předběžná výpočtová délka řemene	[mm]
M	Šířka věnce řemenice	[mm]
M_{oxy}	Ohybový moment v rovině xy	[Nm]
M_{oxz}	Ohybový moment v rovině xz	[Nm]
N_0	Ideální jmenovitý výkon na jeden řemen	[kW]
N_p	Skutečný výkon přenášený jedním řemenem	[kW]
P_1	Jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]

P_2	Jmenovitý výkon na hřídeli	[kW]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
R_{xyA}, R_{xyB}	Reakce v ložisku v rovině xy	[N]
R_{xzA}, R_{xzB}	Reakce v ložisku v rovině xz	[N]
T_1	Maximální točivý moment hnací řemenice	[Nm]
T_2	Maximální točivý moment hnané řemenice	[Nm]
T_{JM1}	Jmenovitý točivý moment hnací řemenice	[Nm]
T_{JM2}	Jmenovitý točivý moment hnané řemenice	[Nm]
T_{xy}	Točivý moment v rovině xy	[Nm]
T_{xz}	Točivý moment v rovině xz	[Nm]
W_p	Výpočtová šířka řemene v rovině neutrálních vláken průřezu ohnutého řemene	[mm]
b, e, f, h	Rozměry drážky řemenic	[mm]
d	Průměr otvoru řemenic	[mm]
d_1, d_2, d_3	Průměry hřídele	[mm]
d_k	Průměr pojistného kroužku	[mm]
d_{KK}	Průměr řezného kotouče	[mm]
f	Součinitel vláknového tření	[–]
f_0	Součinitel suchého smykového tření	[–]
f_K	Součinitel tření v klínové drážce	[–]
i	Teoretický převodový poměr řemenového převodu	[–]
i_{SK}	Skutečný převodový poměr řemenového převodu	[–]
k	Bezpečnost proti prokluzu	[–]
k_s	Součinitel statické bezpečnosti	[–]
k_{st}	Součinitel statické bezpečnosti ve smyku	[–]
$k_{d\sigma}$	Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu	[–]
k_v	Výsledná bezpečnost	[–]
l	Délka pera	[mm]
l_p	Délka pera výstupního hřídele elektromotoru	[mm]
n_1	Otáčky hnací řemenice	$[\text{min}^{-1}]$
n_2	Otáčky hnané řemenice	$[\text{min}^{-1}]$
p_{DP}	Dovolený měrný tlak	[MPa]
s	Skluz řemene	[–]

t	Hloubka drážky pro pero na hřídeli	[mm]
t_1	Hloubka drážky pro pero v náboji	[mm]
v_D	Dovolený průhyb hřídele	[mm]
v_f	Průhyb hřídele v uložení řemenice	[mm]
v_k	Průhyb hřídele v uložení řezného kotouče	[mm]
v_{MAX}	Maximální průhyb hřídele	[mm]
v_1	Obvodová rychlost hnací řemenice	[ms ⁻¹]
$\Delta e, \Delta f$	Tolerance rozměru drážky řemenice	[mm]
Δi	Tolerance převodového poměru řemenového převodu	[%]
α	Úhel opásání hnací řemenice	[°]
α_d	Úhel klínu řemene	[°]
α_{FV}	Úhel sklonu působící výslednice předepjatých sil	[°]
α_K	Úhel břítu řezného kotouče	[°]
α_σ	Součinitel vrubu pro ohyb	[–]
α_τ	Součinitel vrubu pro krut	[–]
β	Vrubový součinitel	[–]
γ	Doplňkový úhel řemenice	[°]
δ	Úhel opásání hnané řemenice	[°]
ε_v	Součinitel velikosti	[–]
η_L	Účinnost ložisek	[–]
η_p	Součinitel jakosti povrchu	[–]
η_R	Účinnost řemenového převodu	[–]
ρ	Poloměr zaoblení vrubu	[mm]
σ_{ao}	Amplituda napětí	[MPa]
σ_{Co}	Mez únavy hladkého vzorku	[MPa]
σ_{Co}^*	Mez únavy skutečné součásti	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
σ_{so}	Ohybové napětí	[MPa]
τ_D	Dovolené napětí v krutu hřídele	[MPa]
τ_s	Smykové napětí	[MPa]
ψ_A, ψ_B	Natočení hřídele v ložiscích	[°]
ψ_f	Natočení hřídele pod řemenici	[°]

Úvod

Pily patří mezi nejpoužívanější stroje a nástroje při zpracování dřeva. Při řezání vzniká prořez a část materiálu obrobku se mění v piliny. Dělí se na nástroje s motorovým nebo ručním pohonem. Pila označuje i místo celé dřevařské provozovny.

Tato bakalářská práce se zabývá vlastním konstrukčním návrhem kotoučové naklápěcí pily. Řeší zejména provedení pohonu, který je tvořen třífázovým asynchronním motorem a řemenovým převodem. Dále řeší pevnostní kontrolu značně namáhaných částí stroje.

Cíle bakalářské práce:

- Zpracování přehledu strojních pil na trhu
- Vypracování konstrukčního návrhu kotoučové naklápěcí pily dle zadaných parametrů
- Zpracování základních návrhových a kontrolních výpočtů zvoleného provedení pohonu a pevnostní kontrola vybraných částí stroje

1 Přehled strojních pil na trhu

Pila je stroj nebo nástroj, který je určen k řezání dřeva či jiných druhů materiálů, jako například kovu. Na našem trhu je dnes již velká spousta různých typů pil. Při správném výběru se musíme umět orientovat ve velkém množství typů pil, které trh nabízí. Výběr vhodné pily bychom měli směřovat dle svých požadavků především dle funkčnosti, designu a také ceny. Dle způsobu řezání materiálu se pily dělí na: [7]

- kotoučové
- řetězové
- přímočaré
- pokosové
- pásové
- lupínkové
- pily ocasky

1.1 Kotoučové pily

Kotoučová pila je vhodná na řezání deskových či laťkových materiálů a mohou se s ní řezat materiály jak dřevo, tak kov. Tato pila umí nařezat latě v půdních prostorech, ale také latě potřebné na podlahu apod. V případě potřeby s ní lze hravě zhotovit také masivní dřevěné trámy. Dle velikosti se kotoučové pily dělí na okružní nebo stolní, kterou známe také pod názvem cirkulárka. [7]



Obr. 1.1 Okružní kotoučová pila [8]



Obr. 1.2 Stolní kotoučová pila [8]

1.2 Řetězové pily

Řetězové pily slouží převážně pro kácení stromů a mohou být elektrické nebo motorové. Elektrické řetězové pily slouží k drobným a nenáročným pracím v okolí domů. Pro práci v profesionálním dřevorubectví je vhodné použít výkonnou motorovou pilu. [7]



Obr. 1.3 Elektrická řetězová pila [8]

1.3 Přímočaré pily

Přímočará pila se hodí na vyřezávání jednoduchých tvarů, jako křivky, kruhy a to jak v podélném, příčném, tak i sdruženém řezu. Přímočaré pily jsou vhodné ke zpracování krátkých přímých řezů v masivním dřevu, deskových materiálech, umělých hmotách, hliníkových profilech nebo ocelovém plechu. [7]



Obr. 1.4 Přímočará pila [8]

1.4 Pokosové pily

Pokosová pila je určena ke zkracování dřevěných dílů na přesně určenou délku. Velkou výhodou této pily je zhotovení čistých řezů a to hlavně díky otočné a naklápěcí hlavě, která dovoluje provádět šikmé řezy ve dvou směrech. [7]



Obr. 1.5 Pokosová pila [8]

1.5 Pásové pily

Pásová pila slouží k dělení materiálu pomocí dlouhého ozubeného plátu. Pomocí pásové pily můžeme opracovávat materiály jako dřevo, kov atd. Tyto pily pracují velmi dobře a zároveň také čistě, neboť jsou standardně vybaveny vývodem pro odsávání prachu či vodícím, nebo úhlovým příložníkem. [7]



Obr. 1.6 Pásová pila [8]

1.6 Lupínkové pily

Lupínková pila je vhodná především na jemnou a přesnou práci, kterou provádí modeláři, ale používají je rovněž domácí kutilové či reklamní agentury. A právě proto je tento druh pily vhodný na materiály jako dřevo, plast, kov, plexisklo, sádra. Lupínková pila totiž dokáže zhotovit velmi drobné předměty či tvary i v tom nejtvrdším dřevě a to s přesností na milimetr. [7]



Obr. 1.7 Lupínková pila [9]

1.7 Pila ocaska

Pila ocaska se velmi dobře uplatní při drobných úpravách. Pomocí pily ocasky můžeme ořezat dokonce i větve stromů a v případě, že ji opatříme jemnějšími zuby, dokáže rovněž řezat plech, plastové desky apod. [7]



Obr. 1.8 Pila ocaska[8]

2 Kotoučová naklápěcí pila

Kotoučová naklápěcí pila byla navržena pro domácí použití. Skládá se převážně z běžně dostupných normalizovaných součástí, které jsou buď svařovány, nebo přimontovány šrouby. Jedná se o obráběcí stroj, jenž pracuje při vysokých otáčkách řezného nástroje. Pracovník musí být řádně seznámen se strojem, aby neohrozil svoje zdraví a zdraví ostatních. Skládá se z pohonu, který je připevněn k pracovnímu stolu otočně společně s hnanou soustavou. Stroj je primárně určen pro řezání dřeva, ale může být použit také pro řezání kovu. Velikost obrobku je omezena velikostí řezného kotouče. Pomocí otočného příložníku lze součásti řezat i pod úhlem.



Obr. 2.1 Kotoučová naklápěcí pila

3 Pohon stroje

Návrhový pohon kotoučové naklápěcí pily je tvořen z:

- třífázového nízkonapětového asynchronního motoru od firmy Siemens, označení motoru 1LE1001-0DA2, provedení patkové (IM B3). Technické parametry asynchronního motoru jsou uvedeny v tab. 3.1.

Tab. 3.1 Technické parametry [10]

Jmenovitý výkon	0,75 kW
Otáčky	2805 min ⁻¹
Napětí	230/400V, 50Hz
T _{max} /T _{JM}	2,3 Nm
Plášť	Slitina hliníku
Hmotnost	9 kg
Výška	201 mm
Osová výška	80 mm
Délka	252 mm
Průměr výstupního hřídele	19 mm

- klínového řemenového převodu o převodovém poměru $i = 1$

Převodový poměr:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.1)$$

Otáčky hnané řemenice:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{2805}{1} = 2805 \text{ min}^{-1} \quad (3.2)$$

Jmenovitý výkon elektromotoru:

$$P_1 = T_{JM1} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} \quad (3.3)$$

Jmenovitý točivý moment hnací řemenice:

$$T_{JM1} = \frac{P_1 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{0,75 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 2805} = 2,553 \text{ Nm} \quad (3.4)$$

Maximální točivý moment hnací řemenice:

$$T_1 = T_{JM1} \cdot 2,3 = 2,553 \cdot 2,3 = 5,872 \text{ Nm} \quad (3.5)$$

Jmenovitý výkon na hřídeli:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_R \cdot \eta_L^2 = 0,75 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,713 \text{ kW} \quad (3.6)$$

Jmenovitý točivý moment hnané řemenice:

$$T_{JM2} = \frac{P_2 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{0,713 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 2805} = 2,427 \text{ Nm} \quad (3.7)$$

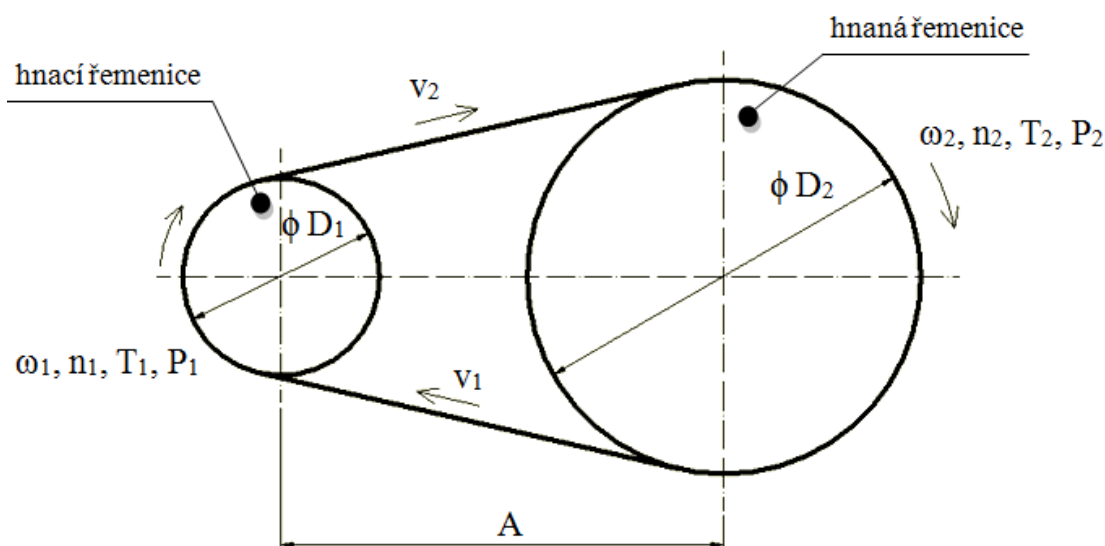
Maximální točivý moment hnané řemenice:

$$T_2 = T_{JM2} \cdot 2,3 = 2,427 \cdot 2,3 = 5,582 \text{ Nm} \quad (3.8)$$

4 Návrhový výpočet řemenového převodu

Jednoduchý řemenový převod (obr. 4.1) se skládá z hnací řemenice, hnané řemenice a klínového řemene klasického průřezu podle ČSN 02 3110. Klínový řemen přenáší jmenovitý výkon $P_1 = 0,75 \text{ kW}$ a jmenovité otáčky $n_1 = 2805 \text{ min}^{-1}$. Dále je převod určen převodovým poměrem $i = 1$ s tolerancí $\Delta i = \pm 4 \%$.

Celá kapitola 4 **Návrhový výpočet řemenového převodu** je řešena podle [4].



Obr. 4.1 Schéma řemenového převodu

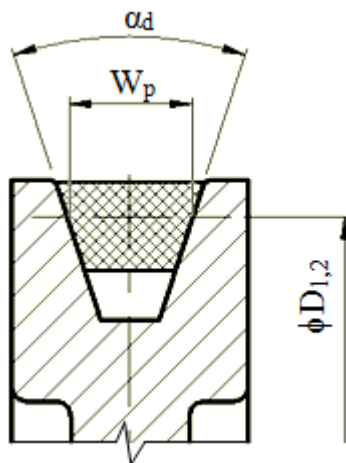
Dle normy ČSN 02 3111 [1] v závislosti přenášeného výkonu a otáčkách hnací řemenice je určen průřez řemene Z. Tento řemen se používá do 2 kW přenášeného výkonu.

4.1 Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenic

Při rotaci řemenice se řemen ohýbá a důsledkem ohybového namáhání by mohl na vnější straně popraskat. Z tohoto důvodu je výpočtový průměr řemenic omezen určitou minimální velikostí. Dle průřezu velikosti řemene Z je normou ČSN 02 3179 [4] určen minimální průměr řemenic $D_{\text{MIN}} = 63 \text{ mm}$.

4.2 Návrh výpočtových průměrů řemenic D_1 a D_2

Dle ČSN 02 3180 [1] je zvolen průměr hnací řemenice $D_1 = 90$ mm.



Obr. 4.2 Výpočtové rozměry řemenice

Průměru hnané řemenice:

$$D_2 = D_1 \cdot i = 90 \cdot 1 = 90 \text{ mm} \quad (4.1)$$

Skutečný převodový poměr:

Pro řemen typu Industrial je skluz $s = 0,02$. [3]

$$i_{sk} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1-s)} = \frac{90}{90 \cdot (1-0,02)} = 1,02 \quad (4.2)$$

Teoretický převodový poměr:

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{90}{90} = 1 \quad (4.3)$$

Podmínka zadané tolerance skutečného převodového poměru:

$$i \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{sk} \leq i \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right) \quad (4.4)$$

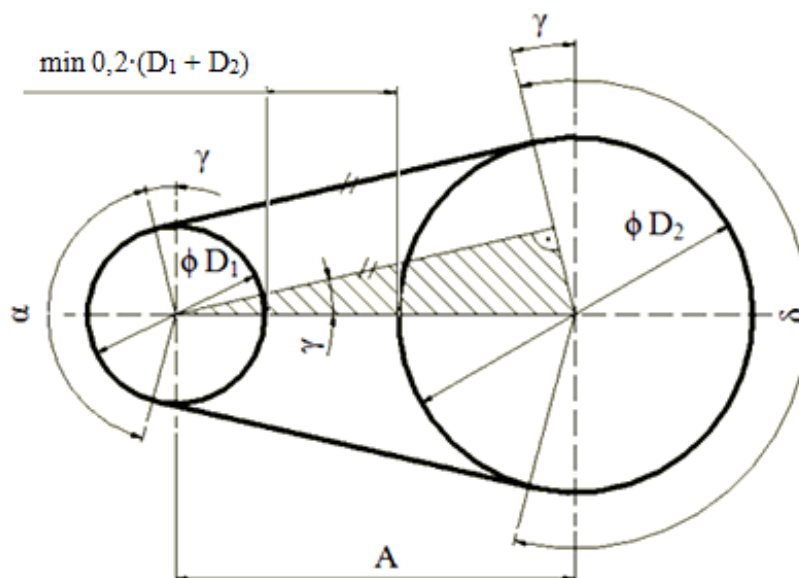
$$1 \cdot \left(1 - \frac{4}{100}\right) \leq 1,02 \leq 1 \cdot \left(1 + \frac{4}{100}\right)$$

$$0,96 < 1,02 < 1,04$$

Obvodová rychlost hnací řemenice:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,090 \cdot 2805}{60} = 13,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.5)$$

4.3 Návrh osové vzdálenosti



Obr. 4.3 Schéma úhlů řemenového převodu

Minimální osová vzdálenost:

Minimální osová vzdálenost mezi řemenicemi A_{\min} musí zajistit minimální rozestup mezi řemenicemi dle obr. 4.3.

$$A_{\min} = \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2} + 0,2 \cdot (D_1 + D_2) = \frac{90}{2} + \frac{90}{2} + 0,2 \cdot (90 + 90) = 126 \text{ mm} \quad (4.6)$$

Maximální osová vzdálenost:

Závisí na konečných délkách normalizovaných klínových řemenů.

$$A_{\max} = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot (90 + 90) = 360 \text{ mm} \quad (4.7)$$

Osová vzdálenost se volí tedy v rozmezí:

$$A_{\min} < A < A_{\max} \quad (4.8)$$

$$126 < A < 360$$

Osová vzdálenost volena $A = 320 \text{ mm}$.

4.4 Určení délky řemene

Úhel opásání hnací řemenice:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} = \frac{90 - 90}{2 \cdot 250} = 90^\circ \Rightarrow \alpha = 180^\circ \quad (4.9)$$

Předběžná geometrická délka řemene:

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \pi \cdot D_1 \cdot \frac{\alpha}{360} + \pi \cdot D_2 \cdot \frac{\delta}{360} \quad (4.10)$$

$$\alpha = 180 - 2 \cdot \gamma \quad (4.11)$$

$$\delta = 180 + 2 \cdot \gamma \quad (4.12)$$

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1) \quad (4.13)$$

$$= 2 \cdot 320 \cdot \sin \frac{180}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (90 + 90) + \frac{\pi \cdot 0}{180} \cdot (90 - 90) = 922,7 \text{ mm}$$

Doplňkový úhel:

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} = 90 - \frac{180}{2} = 0^\circ \quad (4.14)$$

Dle ČSN 02 3110 [1] je geometrická délka řemene $L_p = 900 \text{ mm}$.

Skutečná osová vzdálenost:

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (4.15)$$

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot 900 - \frac{\pi}{2} \cdot (90 + 90) - \frac{\pi \cdot 0}{180} \cdot (90 - 90)}{2 \cdot \sin \frac{180}{2}} = 326,6 \text{ mm}$$

Stanovení potřebného počtu řemenů:

$$K = \frac{P_1}{N_p \cdot C_k} = \frac{0,75}{1,29 \cdot 1} = 0,58 \Rightarrow 1 \text{ řemen} \quad (4.16)$$

Skutečný výkon přenášený jedním řemenem:

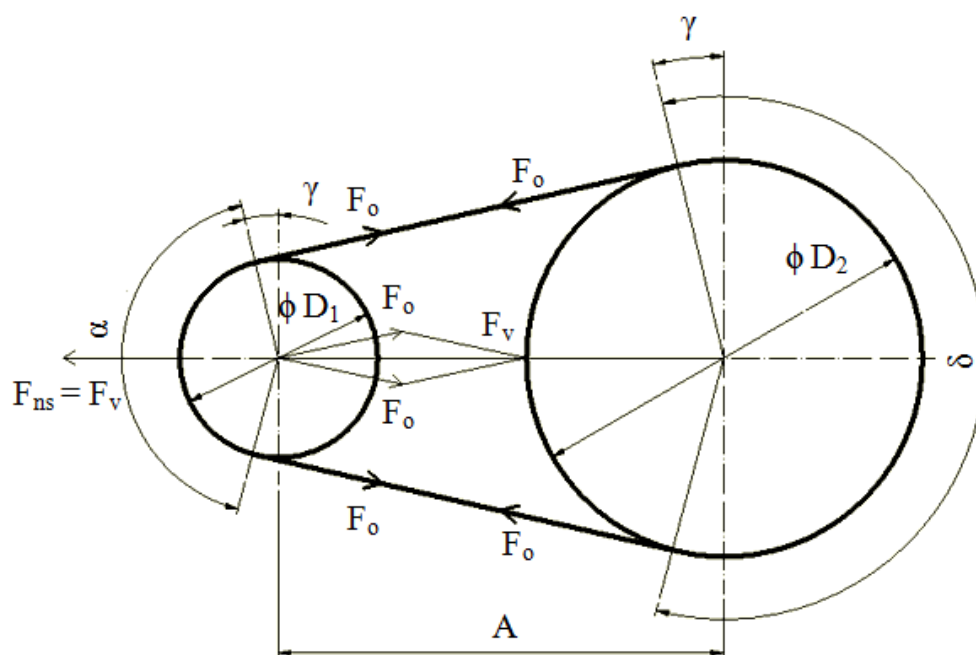
$$N_p = N_o \cdot \frac{C_a \cdot C_L}{C_p} = 1,48 \cdot \frac{1 \cdot 1,05}{1,2} = 1,29 \text{ kW} \quad (4.17)$$

Specifikace navrženého řemene:

ŘEMEN Z – 900 ČSN 02 3110

4.5 Výpočet předpětí řemene

Předpětí řemene F_o , které působí stejnou velikostí v obou větvích řemene je vyvozeno při montáži za klidu pomocí napínací síly F_{ns} (obr. 4.4).



Obr. 4.4 Napínání řemene

Předpětí řemene:

$$F_o = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha} - 1} = 1,5 \cdot \frac{130,5}{2} \cdot \frac{e^{1,653,14} + 1}{e^{1,653,14} - 1} = 99 \text{ N} \quad (4.18)$$

Přenášená obvodová síla:

$$F = \frac{2 \cdot T_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 5,872}{0,090} = 130,5 \text{ N} \quad (4.19)$$

Součinitel tření v klínové drážce:

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\alpha_d}{2}} = \frac{0,51}{\sin \frac{36^\circ}{2}} = 1,65 \quad (4.20)$$

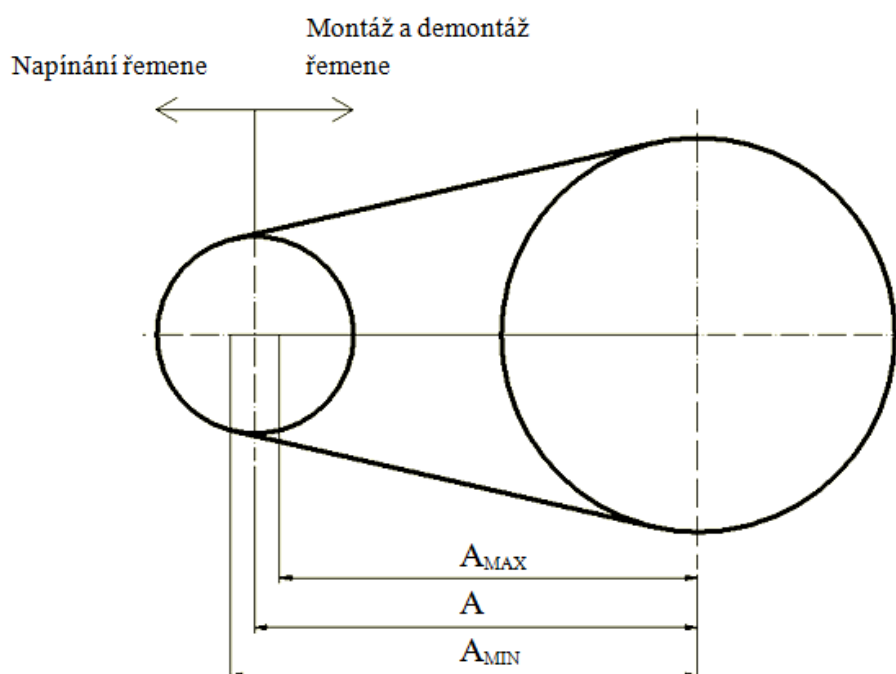
Součinitel vláknového tření:

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 13,22 = 0,51 \quad (4.21)$$

Osová vzdálenost musí být měnitelná v těchto mezích (obr. 4.5):

$$A_{\text{MIN}} = A_{\text{SK}} - 0,015 \cdot L_p = 326,6 - 0,015 \cdot 900 = 313,1 \text{ mm} \quad (4.22)$$

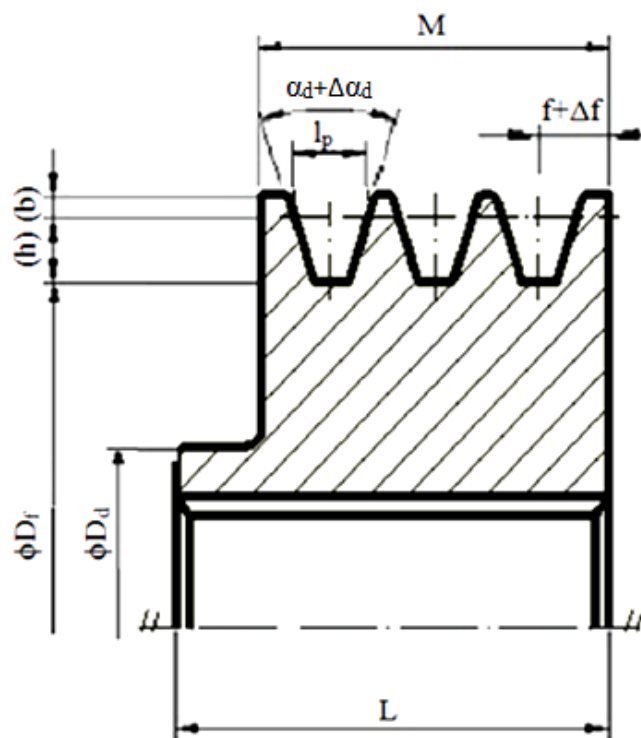
$$A_{\text{MAX}} = A_{\text{SK}} + 0,030 \cdot L_p = 326,6 + 0,030 \cdot 900 = 353,6 \text{ mm} \quad (4.23)$$



Obr. 4.5 Měnitelný rozsah osové vzdálenosti

4.6 Návrh hnací klínové řemenice

Na obr. 4.6 je znázorněna hnací řemenice, která je vyrobená z konstrukční oceli 11 500. Klínová řemenice má předepsaný tvar a rozměr drážky, aby byla zaručena správná poloha řemene. V tab. 4.1 jsou dle ČSN 02 3180 [1] uvedeny rozměry a tolerance drážky.



Obr. 4.6 Kreslení malé řemenice

Tab. 4.1 Rozměry drážky [mm]

Průřez řemenice	W_p	b_{MIN}	h_{MIN}	e	f	R	α_d
Z	8,5	2,5	7	$12 \pm 0,3$	$8 \pm 0,1$	0,5	$36 \pm 1^\circ$

Označení věnce dle ČSN:

VĚNEC ŘEMENICE 90 – Z – 1 – ČSN 02 3180

Šířka věnce:

$$M = (K - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (1 - 1) \cdot 12 + 2 \cdot 8 = 16 \text{ mm} \quad (4.24)$$

Průměr vrtání řemenice je zjednodušeně navrhnout z namáhání v krutu. Bez ohledu na jakost materiálu volíme $\tau_D = (15 \div 25) [\text{MPa}]$, pro výstupní hřídel elektromotoru volím $\tau_D = 20 \text{ MPa}$. [3]

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_l}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5872}{\pi \cdot 20}} = 11,4 \text{ mm} \quad (4.25)$$

Podle zvoleného elektromotoru od firmy Siemens je průměr vrtání řemenice $d = 19 \text{ mm}$, délka válcového konce hřídele $l_h = 40 \text{ mm}$, délka pera $l_p = 32 \text{ mm}$. [10]

Šířka náboje L [mm] je dána dle výstupního hřídele elektromotoru.[10]

Dle ČSN 02 2562 [2] pro délku těsného pera l z pevnostní kontroly na otláčení (obr. 4.7) platí následující vztahy:

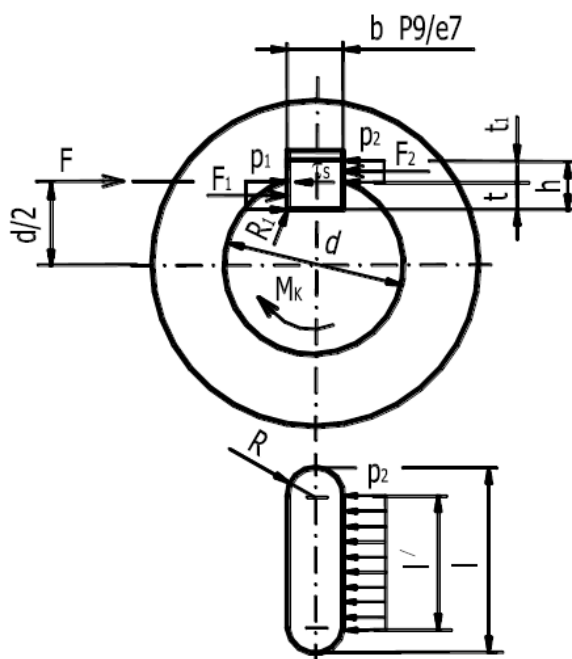
$$F_2 = \frac{T_1}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{5872}{\frac{19}{2} + \frac{2,5}{2}} = 546,2 \text{ N} \quad (4.26)$$

$$l' = \frac{F_2}{p_{DP} \cdot t_1} = \frac{546,2}{100 \cdot 2,5} = 2,2 \text{ mm} \quad (4.27)$$

$$l = l' + b = 2,2 + 6 = 8,2 \text{ mm} \quad (4.28)$$

$$l \leq l_p \quad (4.29)$$

Pro ocelové pero materiálu 11500 je dovolený měrný tlak $p_{DP} = 100 \text{ MPa}$. [2]
Délka těsného pera l_p vyhovuje dovolenému otláčení.



Obr. 4.7 Namáhání těsného pera[2]

5 Návrh hřídele

Hřídel, která pohání řezný kotouč, je vyrobena soustružením z konstrukční oceli 11 423.0. Tato ocel je vhodná pro mírně namáhané strojní součásti, jako jsou hřídele, čepy a ozubená kola. Tato hřídel bude zkontrolována staticky a dynamicky v kriticky namáhaných místech. [1]

5.1 Stanovení minimálního průměru

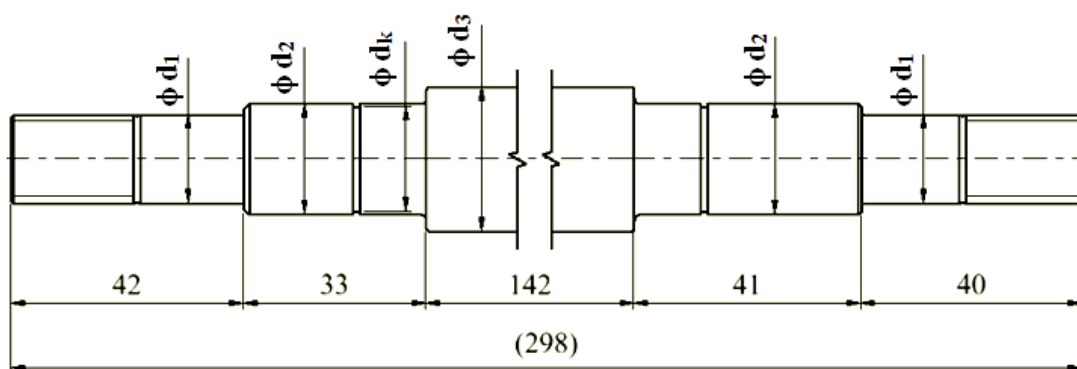
Při návrhu minimálního průměru hřídele vycházíme z dovoleného namáhání v krutu. Dovolené namáhání v krutu bylo zvoleno $\tau_D = 15 \text{ MPa}$. [3]

$$d'_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5582}{\pi \cdot 15}} = 12,37 \text{ mm} \quad (5.1)$$

$$d_1 = d'_1 + t = 12,37 + 2,9 = 15,27 \text{ mm} \quad (5.2)$$

Minimální průměr hřídele volím $\phi d_1 = 16 \text{ mm}$.

5.2 Volba odstupňování hřídele



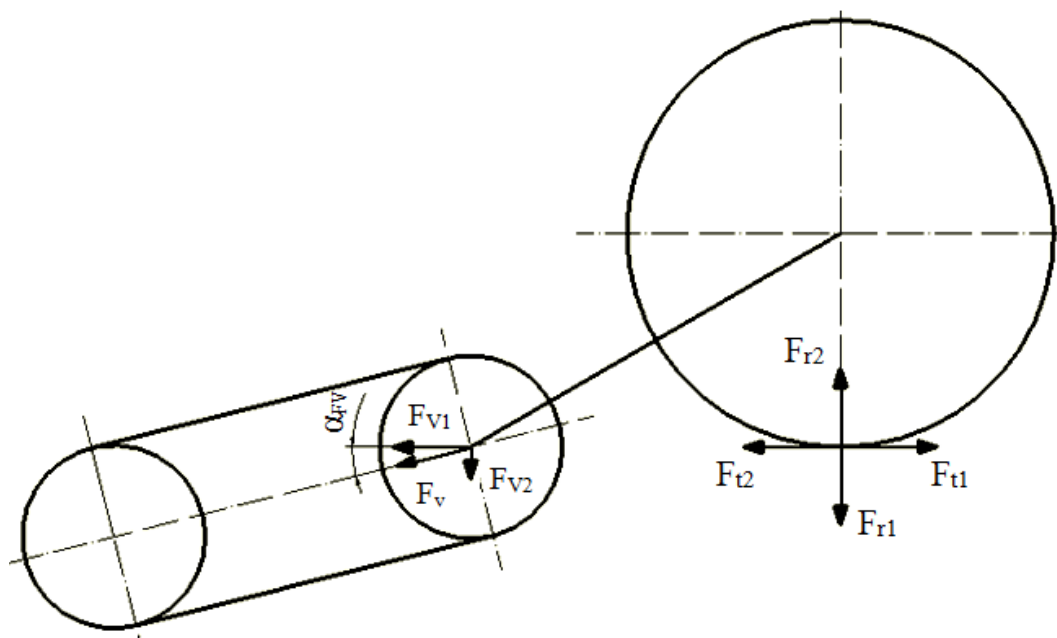
Obr. 5.1 Schéma návrhu odstupňování hřídele

Tab. 5.1 Průměry hřídele [mm]

ϕd_1	16
ϕd_2	20
ϕd_3	26
ϕd_k	19

5.3 Zatížení hřídele

Na obr. 5.2 jsou znázorněny silové poměry řemenového převodu a řezného kotouče, které působí na hnanou hřídel.



Obr. 5.2 Silové poměry na hnané hřídeli

Na hnanou hřídel působí od řezného kotouče tečná síla F_{t1} a radiální síla F_{r1} . Dále na hřídel působí síly F_{v1} a F_{v2} , jenž vychází z napínací síly F_v nakloněné pod úhlem $\alpha_{FV} = 14,1^\circ$, která je výslednicí předepjatých sil F_0 .

Tečná síla:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{T_2}{\frac{d_{KK}}{2}} = \frac{5582}{\frac{350}{2}} = 31,9 \text{ N} \quad (5.3)$$

Radiální síla:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_K = 31,9 \cdot \tan 20^\circ = 11,6 \text{ N} \quad (5.4)$$

Výsledná napínací síla:

$$F_v = \sqrt{F_0^2 + F_0^2 + 2 \cdot F_0 \cdot F_0 \cdot \cos 2 \cdot \gamma} = \sqrt{99^2 + 99^2 + 2 \cdot 99 \cdot 99 \cdot \cos 2 \cdot 0^\circ} = 198 \text{ N} \quad (5.5)$$

Síly působící na hřídel:

$$F_{v1} = F_v \cdot \cos \alpha_{FV} = 198 \cdot \cos 14,1^\circ = 192 \text{ N} \quad (5.6)$$

$$F_{v2} = F_v \cdot \sin \alpha_{FV} = 198 \cdot \sin 14,1^\circ = 48,2 \text{ N} \quad (5.7)$$

Výpočet a průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v rovině x-y

Působení sil na hřídel v rovině x-y a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil jsou znázorněny v příloze A.

Výpočet reakcí:

$$\sum M_B = F_{v2} \cdot (a + b) - R_{xyA} \cdot b - F_{rl} \cdot c = 0 \quad (5.8)$$

$$R_{xyA} = \frac{F_{v2} \cdot (a + b) - F_{rl} \cdot c}{b} = \frac{48,2 \cdot (37 + 154) - 11,6 \cdot 44,1}{154} = 56,45 \text{ N} \quad (5.9)$$

$$\sum M_A = F_{v2} \cdot a + R_{xyB} \cdot b - F_{rl} \cdot (b + c) = 0 \quad (5.10)$$

$$R_{xyB} = \frac{F_{rl} \cdot (b + c) - F_{v2} \cdot a}{b} = \frac{11,6 \cdot (154 + 44,1) - 48,2 \cdot 37}{154} = 3,35 \text{ N} \quad (5.11)$$

$$\sum F_y = -F_{v2} + R_{xyA} + R_{xyB} - F_{rl} = -48,2 + 56,45 + 3,35 - 11,6 = 0 \quad (5.12)$$

Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu A-A.

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxyx1} = -F_{v2} \cdot x_1 \quad (5.13)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_{oxyx1} = -48,2 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_1 = a \rightarrow M_{oxyx1} = -48,2 \cdot 37 = -1783,4 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{xyx1} = T_2 = 5582 \text{ Nmm} \quad (5.14)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{yxx1} = -F_{v2} = -48,2 \text{ N} \quad (5.15)$$

Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu B-B.

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxyx2} = -F_{v2} \cdot x_2 + R_{xyA} \cdot (x_2 - a) \quad (5.16)$$

$$x_2 = a + b \rightarrow M_{oxyx2} = -48,2 \cdot (37 + 154) + 56,45 \cdot (37 + 154 - 37) = -511,5 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{xyx2} = T_2 = 5582 \text{ Nmm} \quad (5.17)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{xyx2} = -F_{V2} + R_{xyA} = -48,2 + 56,45 = 8,25 \text{ N} \quad (5.18)$$

Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu C-C.

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxyx3} = -F_{rl} \cdot x_3 \quad (5.19)$$

$$x_3 = 0 \rightarrow M_{oxyx3} = -11,6 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_3 = c \rightarrow M_{oxyx3} = -11,6 \cdot 44,1 = -511,5 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{xyx3} = T_2 = 5582 \text{ Nmm} \quad (5.20)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{xyx3} = F_{rl} = 11,6 \text{ N} \quad (5.21)$$

Výpočet a průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v rovině x-z

Působení sil na hřídel v rovině **x-z** a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil jsou znázorněny v příloze B.

Výpočet reakcí:

$$\Sigma M_B = -F_{V1} \cdot (a + b) + R_{xzA} \cdot b - F_{tl} \cdot c \quad (5.22)$$

$$R_{xzA} = \frac{F_{V1} \cdot (a + b) + F_{tl} \cdot c}{b} = \frac{192 \cdot (37 + 154) + 31,9 \cdot 44,1}{154} = 247,26 \text{ N} \quad (5.23)$$

$$\Sigma M_A = -F_{V1} \cdot a + R_{xzB} \cdot b - F_{tl} \cdot (b + c) \quad (5.24)$$

$$R_{xzB} = \frac{F_{V1} \cdot a + F_{tl} \cdot (b + c)}{b} = \frac{192 \cdot 37 + 31,9 \cdot (154 + 44,1)}{154} = 87,16 \text{ N} \quad (5.25)$$

$$\Sigma F_y = F_{V1} - R_{xzA} + R_{xzB} - F_{tl} = 192 - 247,26 + 87,16 - 31,9 = 0 \quad (5.26)$$

Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu A-A.

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{\text{oxz1}} = F_{V1} \cdot x_1 \quad (5.27)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_{\text{oxz1}} = 192 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_1 = a \rightarrow M_{\text{oxz1}} = 192 \cdot 37 = 7104 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{\text{xzx1}} = T_2 = 5582 \text{ Nmm} \quad (5.28)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{\text{xzx1}} = F_{V1} = 192 \text{ N} \quad (5.29)$$

Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu B-B.

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{\text{oxz2}} = F_{V1} \cdot x_2 - R_{\text{xzA}} \cdot (x_2 - a) \quad (5.30)$$

$$x_2 = a + b \rightarrow M_{\text{oxz2}} = 192 \cdot (37 + 154) - 247,26 \cdot (37 + 154 - 37) = -1406 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{\text{xzx2}} = T_2 = 5582 \text{ Nmm} \quad (5.31)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{\text{xzx2}} = F_{V1} - R_{\text{xzA}} = -55,26 \text{ N} \quad (5.32)$$

Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu C-C.

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{\text{oxz3}} = F_{t1} \cdot x_3 \quad (5.33)$$

$$x_3 = 0 \rightarrow M_{\text{oxz3}} = 31,9 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_3 = c \rightarrow M_{\text{oxz3}} = 31,9 \cdot 44,1 = 1406,8 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{\text{xzx3}} = T_2 = 5582 \text{ Nmm} \quad (5.34)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{xz3} = F_{t1} = 31,9 \text{ N} \quad (5.35)$$

5.4 Ohybová tuhost hřídele

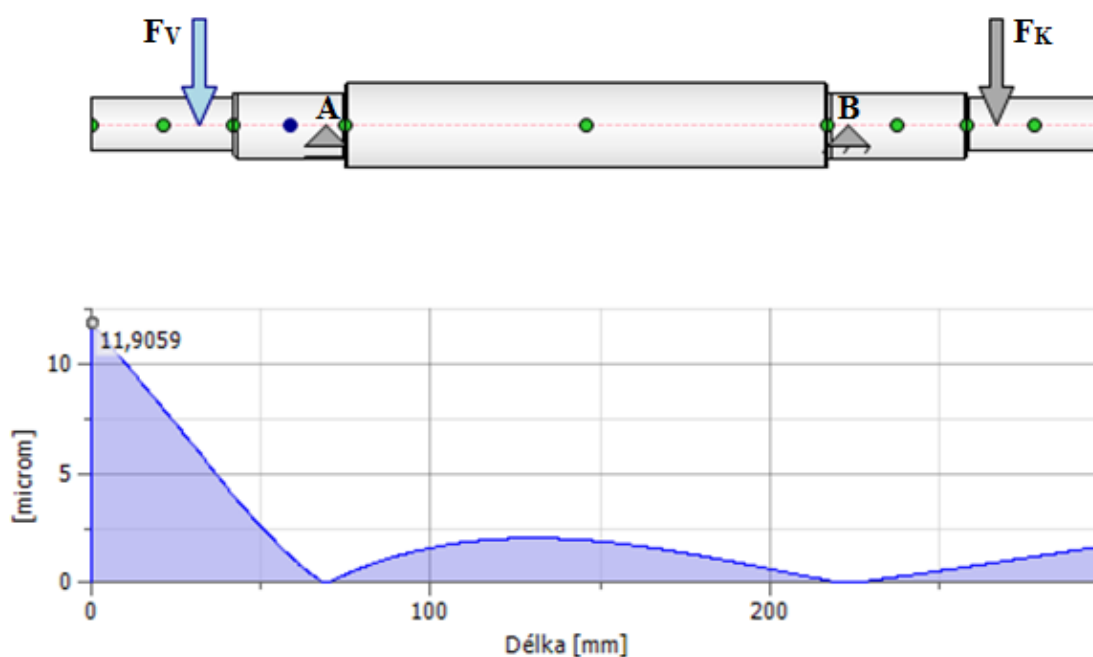
Ohybová tuhost je při konstrukci hřídele důležitým kritériem, která ovlivňuje kvalitu záběru řemenového převodu, tak i souosost vnitřního a vnějšího kroužku použitých ložisek. V kritických místech hřídele je rozhodující úhel tečny průhybové křivky k teoretické ose.

Na danou hřídel působí síla z hnané řemenice F_V , radiální F_{r1} a tečná síla F_{t1} od řezného kotouče. Radiální a tečná síla byla nahrazena výslednicí těchto sil F_K .

$$F_K = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2} = \sqrt{11,6^2 + 31,9^2} = 33,9 \text{ N} \quad (5.36)$$

5.4.1 Průhyb hřídele

V softwaru Autodesk Inventor Professional 2011 byl vytvořen model hřídele a pomocí výpočtové funkce zjištěn průběh průhybu hřídele. Důležitými hodnotami grafu jsou průhyby pod řemenicí a pod řezným kotoučem, které musí ležet v rámci dovoleného průhybu. Na obr. 5.3 je znázorněn průběh průhybu v absolutní hodnotě.



Obr. 5.3 Průhyb hřídele

Maximální průhyb hřídele:

$$v_{\text{MAX}} = 0,0119 \text{ mm} \quad (5.37)$$

Průhyb hřídele v místě uložení řemenice:

$$v_f = 0,007 \text{ mm} \quad (5.38)$$

Průhyb hřídele v místě uložení řezného kotouče:

$$v_k = 0,0008 \text{ mm} \quad (5.39)$$

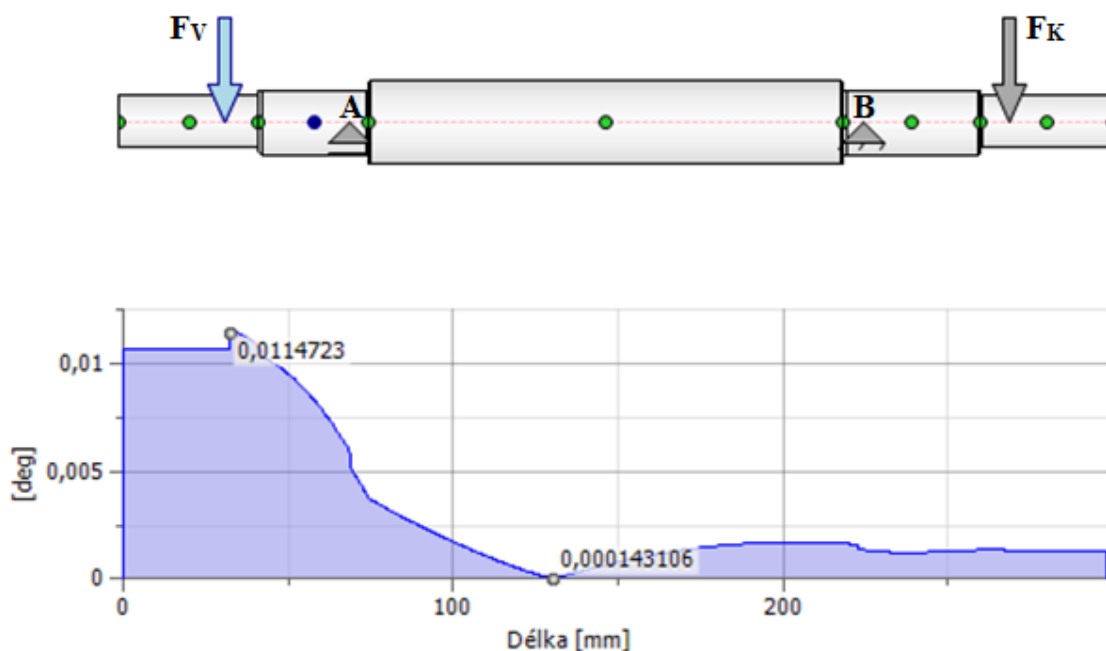
Dovolený průhyb hřídele podle [3]:

$$v_D = 2 \cdot 10^{-4} \cdot L = 2 \cdot 10^{-4} \cdot 298 = 0,059 \text{ mm} \quad (5.40)$$

Maximální průhyb hřídele a průhyb hřídele pod technologiemi je menší než dovolený průhyb hřídele.

5.4.2 Natočení hřídele

Na obr. 5.4 je znázorněno natočení (zkroucení) hřídele v absolutní hodnotě. Tento průběh byl vytvořen pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional 2011. Hodnoty grafu natočení hřídele jsou uvedeny ve stupních.



Obr. 5.4 Průběh natočení hřídele

Natočení hřídele v místě uložení ložisku A:

$$\psi_A = 0,0051^\circ \quad (5.41)$$

Natočení hřídele v místě uložení ložisku B:

$$\psi_B = 0,0014^\circ \quad (5.42)$$

Natočení hřídele v místě uložení řemenice:

$$\psi_f = 0,011^\circ \quad (5.43)$$

Dovolené natočení kuličkových ložisek dle [3]:

$$\psi_D = 0,17^\circ \quad (5.44)$$

$$\psi_A \leq \psi_D \quad \psi_B \leq \psi_D \quad (5.45)$$

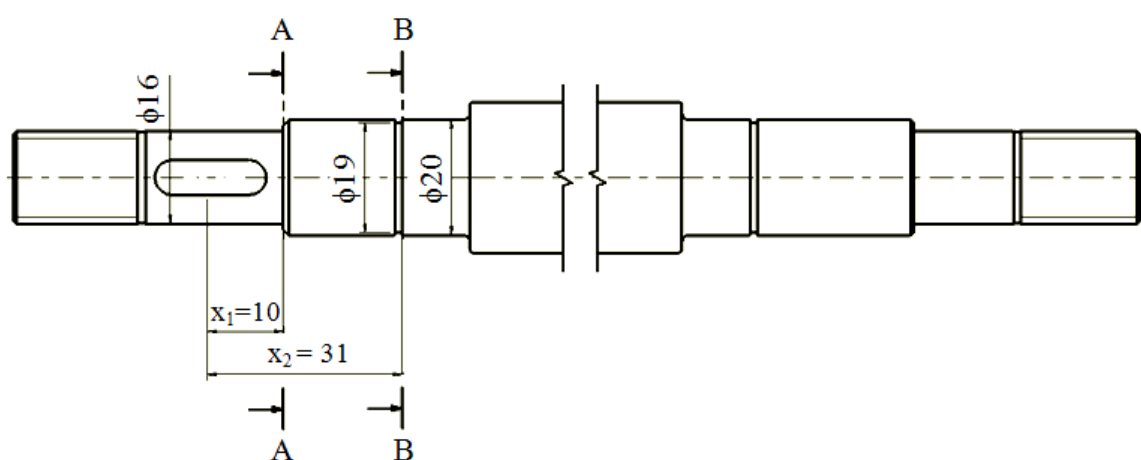
$$0,0051 < 0,17 \quad 0,0014 < 0,17$$

Z grafu plyne, že natočení pod ložisky a řemenicí je zanedbatelné.

6 Bezpečnost hřídele

Nebezpečné průřezy, ve kterých může nastat největší koncentrace napětí vlivem ohybového a točivého momentu je nutné zkontrolovat. Na obr. 6.1 je znázorněna hnaná hřídel, u které jsou početně kontrolovány dva nebezpečné průřezy A-A a B-B. Tato hřídel je vyrobena z konstrukční oceli 11 423.0, s mezí kluzu $R_e = 226 \text{ MPa}$ a mezí pevnosti $R_m = 470 \text{ MPa}$. [1]

6.1 Stanovení namáhání nebezpečných průřezů



Obr. 6.1 Definování průřezu pro statickou a dynamickou kontrolu

Rovnice průběhu ohybových momentů v oblasti řezů A-A a B-B v rovině x-y podle rovnice 5.13:

$$x_1 = 10 \rightarrow M_{oxyxA} = -48,2 \cdot 10 = -482 \text{ Nmm} \quad (6.1)$$

$$x_2 = 31 \rightarrow M_{oxyxB} = -48,2 \cdot 31 = -1494,2 \text{ Nmm} \quad (6.2)$$

Rovnice průběhu ohybových momentů v oblasti řezů A-A a B-B v rovině x-z podle rovnice 5.27:

$$x_1 = 10 \rightarrow M_{oxzxA} = 192 \cdot 10 = 1920 \text{ Nmm} \quad (6.3)$$

$$x_2 = 31 \rightarrow M_{oxzxB} = 192 \cdot 31 = 5952 \text{ Nmm} \quad (6.4)$$

Průběh točivého momentu se započtením dynamického součinitele $K_A = 1,5$:

$$T_{xzxA-B} = K_A \cdot T_2 = 1,5 \cdot 5582 = 8373 \text{ Nmm} \quad (6.5)$$

Výsledný ohybový moment v průřezu A-A se započtením dynamického součinitele $K_A = 1,5$:

$$M_{oA} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyxA})^2 + (K_A \cdot M_{oxzxA})^2} \quad (6.6)$$

$$= \sqrt{(1,5 \cdot (-482))^2 + (1,5 \cdot 1920)^2} = 2969,4 \text{ Nmm}$$

Výsledný ohybový moment v průřezu B-B se započtením dynamického součinitele $K_A = 1,5$:

$$M_{oB} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyxB})^2 + (K_A \cdot M_{oxzxB})^2} \quad (6.7)$$

$$= \sqrt{(1,5 \cdot (-1494,2))^2 + (1,5 \cdot 5952)^2} = 9205 \text{ Nmm}$$

6.2 Statická kontrola

Ohybové napětí v průřezu A-A:

$$\sigma_{soA} = \frac{32 \cdot M_{oA}}{\pi \cdot d_A^3} \cdot \alpha_{\sigma A} = \frac{32 \cdot 2969,4}{\pi \cdot 16^3} \cdot 2,95 = 21,78 \text{ MPa} \quad (6.8)$$

$\alpha_{\sigma A}$ určeno podle [5]

Smykové napětí v průřezu A-A:

$$\tau_{sA} = \frac{16 \cdot T_{xzx A-B}}{\pi \cdot d_A^3} \cdot \alpha_{\tau A} = \frac{16 \cdot 8373}{\pi \cdot 16^3} \cdot 2,65 = 27,58 \text{ MPa} \quad (6.9)$$

$\alpha_{\tau A}$ určeno podle [5]

Redukované napětí v průřezu A-A podle Guesta:

$$\sigma_{redA} = \sqrt{\sigma_{soA}^2 + 4 \cdot \tau_{sA}^2} = \sqrt{21,78^2 + 4 \cdot 27,58^2} = 59,3 \text{ MPa} \quad (6.10)$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A:

$$k_{sA} = \frac{R_{e11423}}{\sigma_{redA}} = \frac{226}{59,3} = 3,81 \quad (6.11)$$

Ohybové napětí v průřezu B-B:

$$\sigma_{\text{soB}} = \frac{32 \cdot M_{\text{oB}}}{\pi \cdot d_{\text{B}}^3} \cdot \alpha_{\sigma\text{B}} = \frac{32 \cdot 9205}{\pi \cdot 19^3} \cdot 3,7 = 50,57 \text{ MPa} \quad (6.12)$$

$\alpha_{\sigma\text{B}}$ určeno podle [5]

Smykové napětí v průřezu B-B:

$$\tau_{\text{sB}} = \frac{16 \cdot T_{\text{xzx A-B}}}{\pi \cdot d_{\text{B}}^3} \cdot \alpha_{\tau\text{B}} = \frac{16 \cdot 8373}{\pi \cdot 19^3} \cdot 2,5 = 15,54 \text{ MPa} \quad (6.13)$$

$\alpha_{\tau\text{B}}$ určeno podle [5]

Redukované napětí v průřezu B-B podle Guesta:

$$\sigma_{\text{redB}} = \sqrt{\sigma_{\text{soB}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{sB}}^2} = \sqrt{50,57^2 + 4 \cdot 15,54^2} = 59,35 \text{ MPa} \quad (6.14)$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu B-B:

$$k_{\text{sB}} = \frac{R_{\text{e11423}}}{\sigma_{\text{redB}}} = \frac{226}{59,35} = 3,8 \quad (6.15)$$

6.3 Dynamická kontrola

Mez únavy v ohybu pro ocel 11 423.0 hladkého vzorku podle [5]:

$$\sigma_{\text{Co11423}} = 0,43 \cdot R_{\text{m}} = 0,43 \cdot 470 = 202,1 \text{ MPa} \quad (6.16)$$

Vrubový součinitel v průřezu A-A podle Neubergera[6]:

$$\beta_{\text{A}} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma\text{A}} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{\text{A}}}}} = 1 + \frac{2,95 - 1}{1 + \frac{0,48}{\sqrt{0,3}}} = 2,04 \quad (6.17)$$

\sqrt{A} určeno podle [6]

Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A:

$$\sigma_{CoAl1423}^* = \sigma_{Co11423} \cdot \frac{\varepsilon_{vA} \cdot \eta_{pA}}{\beta_A} = 202,1 \cdot \frac{0,87 \cdot 0,92}{2,04} = 79,3 \text{ MPa} \quad (6.18)$$

$\varepsilon_{vA}, \eta_{pA}$ určeno podle [5]

Amplituda napětí v průřezu A-A:

$$\sigma_{aoA} = \frac{32 \cdot M_{oA}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{32 \cdot 2969,4}{\pi \cdot 16^3} = 7,38 \text{ MPa} \quad (6.19)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu A-A:

$$k_{d\sigma A} = \frac{\sigma_{CoAl1423}^*}{\sigma_{aoA}} = \frac{79,3}{7,38} = 10,7 \quad (6.20)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu A-A:

$$k_{s\tau A} = \frac{0,577 \cdot R_{e1432}}{\tau_{sA}} = \frac{0,577 \cdot 226}{27,58} = 4,7 \quad (6.21)$$

Výsledná bezpečnost v průřezu A-A:

$$k_{vA} = \frac{k_{d\sigma A} \cdot k_{s\tau A}}{\sqrt{k_{d\sigma A}^2 + k_{s\tau A}^2}} = \frac{10,7 \cdot 4,7}{\sqrt{10,7^2 + 4,7^2}} = 4,3 \quad (6.22)$$

Vrubový součinitel v průřezu B-B podle Neubera[6]:

$$\beta_B = 1 + \frac{\alpha_{\sigma B} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_B}}} = 1 + \frac{3,7 - 1}{1 + \frac{0,48}{\sqrt{0,1}}} = 1,07 \quad (6.23)$$

\sqrt{A} určeno podle [6]

Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B:

$$\sigma_{CoB11423}^* = \sigma_{Co11423} \cdot \frac{\varepsilon_{vB} \cdot \eta_{pB}}{\beta_B} = 202,1 \cdot \frac{0,83 \cdot 0,92}{1,07} = 144,2 \text{ MPa} \quad (6.24)$$

$\varepsilon_{vB}, \eta_{pB}$ určeno podle [5]

Amplituda napětí v průřezu B-B:

$$\sigma_{\text{aoB}} = \frac{32 \cdot M_{\text{oB}}}{\pi \cdot d_{\text{B}}^3} = \frac{32 \cdot 9205}{\pi \cdot 19^3} = 13,66 \text{ MPa} \quad (6.25)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu B-B:

$$k_{\text{d}\sigma\text{B}} = \frac{\sigma_{\text{CoB11423}}^*}{\sigma_{\text{aoB}}} = \frac{144,2}{13,66} = 10,5 \quad (6.26)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu B-B:

$$k_{\text{s}\tau\text{B}} = \frac{0,577 \cdot R_{\text{el1423}}}{\tau_{\text{sB}}} = \frac{0,577 \cdot 226}{15,54} = 8,4 \quad (6.27)$$

Výsledná bezpečnost v průřezu B-B:

$$k_{\text{vB}} = \frac{k_{\text{d}\sigma\sigma} \cdot k_{\text{s}\tau\tau}}{\sqrt{k_{\text{d}\sigma\sigma}^2 + k_{\text{s}\tau\tau}^2}} = \frac{10,5 \cdot 8,4}{\sqrt{10,5^2 + 8,4^2}} = 6,5 \quad (6.28)$$

7 Závěr

Cílem této bakalářské práce byl konstrukční návrh kotoučové naklápěcí pily sloužící k zpracování dřeva, či kovu, který se zabýval především provedením pohonu stroje a kontrolou značně namáhaných strojních částí stroje.

Jako pohon pily byl zvolen třífázový asynchronní motor od firmy Siemens s výkonem 0,75 kW a otáčkami 2805 za minutu. Dále je pohon tvořen řemenovým převodem. K přenosu točivého momentu je zapotřebí jeden řemen a dle normy byl zvolen klasický řemen Industrial s profilem Z. Točivý moment je přenášen pomocí těsného pera.

Dále byla provedena pevnostní kontrola statické a dynamické bezpečnosti na hnané hřídeli. Byly zvoleny dva nebezpečné průřezy vykazující největší koncentraci ohybového a točivého momentu. U těchto průřezů byly vypočteny statické a dynamické součinitele bezpečnosti, které vyhovují daným podmínkám bezpečnosti hřídele. V přílohách A a B jsou znázorněny průběhy posouvajících sil, ohybových a točivých momentů ve dvou rovinách.

V příloze C je uvedena pevnostní analýza pracovního stolu kotoučové naklápěcí pily, která byla řešená pomocí softwaru Ansys 14.0. Tento stůl se skládá z normalizovaných profilů. Maximální hodnota průhybu pracovního stolu přesahuje 0,14 mm. Největší redukované napětí dle metody HMM se nachází v místě navaření dvou profilů L a odpovídá hodnotě $\sigma_{red} = 47,8$ MPa. Toto redukované napětí ve svaru vyhovuje pevnostní podmínce.

Závěrem lze konstatovat, že jednotlivé návrhové a kontrolní výpočty pohonu stroje a vybraných strojních částí stroje byly splněny. Součástí bakalářské práce je přiložen sestavný výkres kotoučové naklápěcí pily a výrobní výkres svařence pracovního stolu.

8 Seznam použité literatury

Knihy a příručky:

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 128 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [4] KALÁB, Květoslav. *Návrh, výpočet a montáž řemenového převodu: Vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010.
- [5] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1989, 775 s. Česká matice techn. ISBN 80-030-0046-7.
- [6] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-722-5018-3.

Internet:

- [7] *Pily - druhy - Domácí dílna - pily, druhy* [online]. © 2010-2013 [cit. 2013-04-22]. Dostupné z: <http://www.skvela-zabava.cz/domaci-dilna.4/pily-druhy.9916.html>
- [8] *Nářadí Bosch, Narex, Stanley, Dewalt, Proma | Ruční-Nářadí.cz* [online]. ©2003 – 2013 [cit. 2013-04-22]. Dostupné z: <http://www.rucni-naradi.cz/>
- [9] *EPROTON.cz – internetový obchod* [online]. 1999 [cit. 2013-04-22]. Dostupné z: <http://www.epton.cz/>
- [10] *Siemens Česká republika* [online]. 2013 [cit. 2013-04-22]. Dostupné z: <http://www.siemens.com/entry/cz/cz/>

9 Seznam příloh

Název	Označení	Formát
Kotoučová naklápěcí pila	SOP0009-SB3KSS04	A0
Pracovní stůl	SOP0009-SB3KSS04-01	A1
Kusovník	SOP0009-SB3KSS04-K	A4
Působení sil na hřídel v rovině x-y	Příloha A	A4
Působení sil na hřídel v rovině x-z	Příloha B	A4
Pevnostní analýza pracovního stolu	Příloha C	A4

Použitý software:

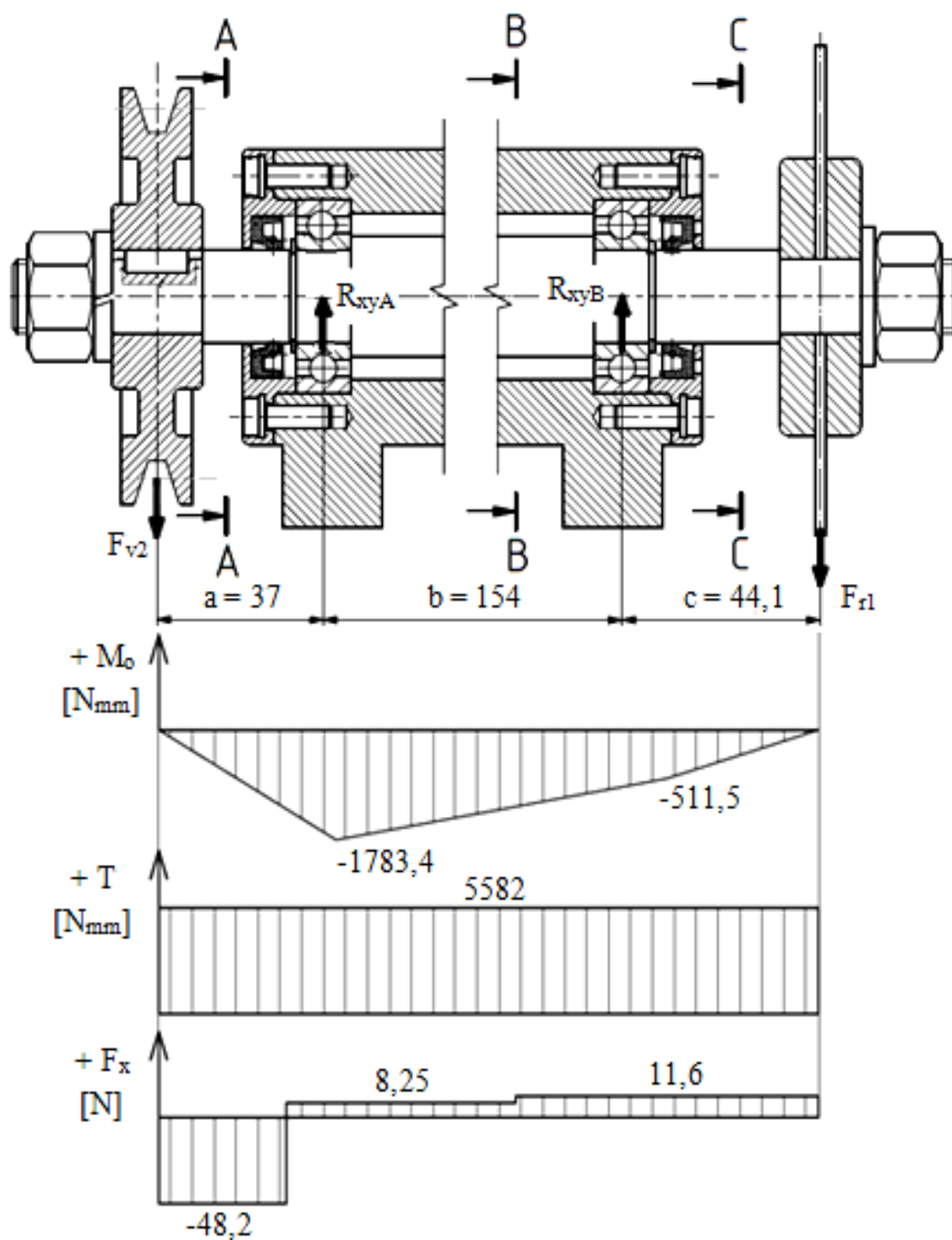
Microsoft Office Word 2011

Microsoft Office Powerpoint 2011

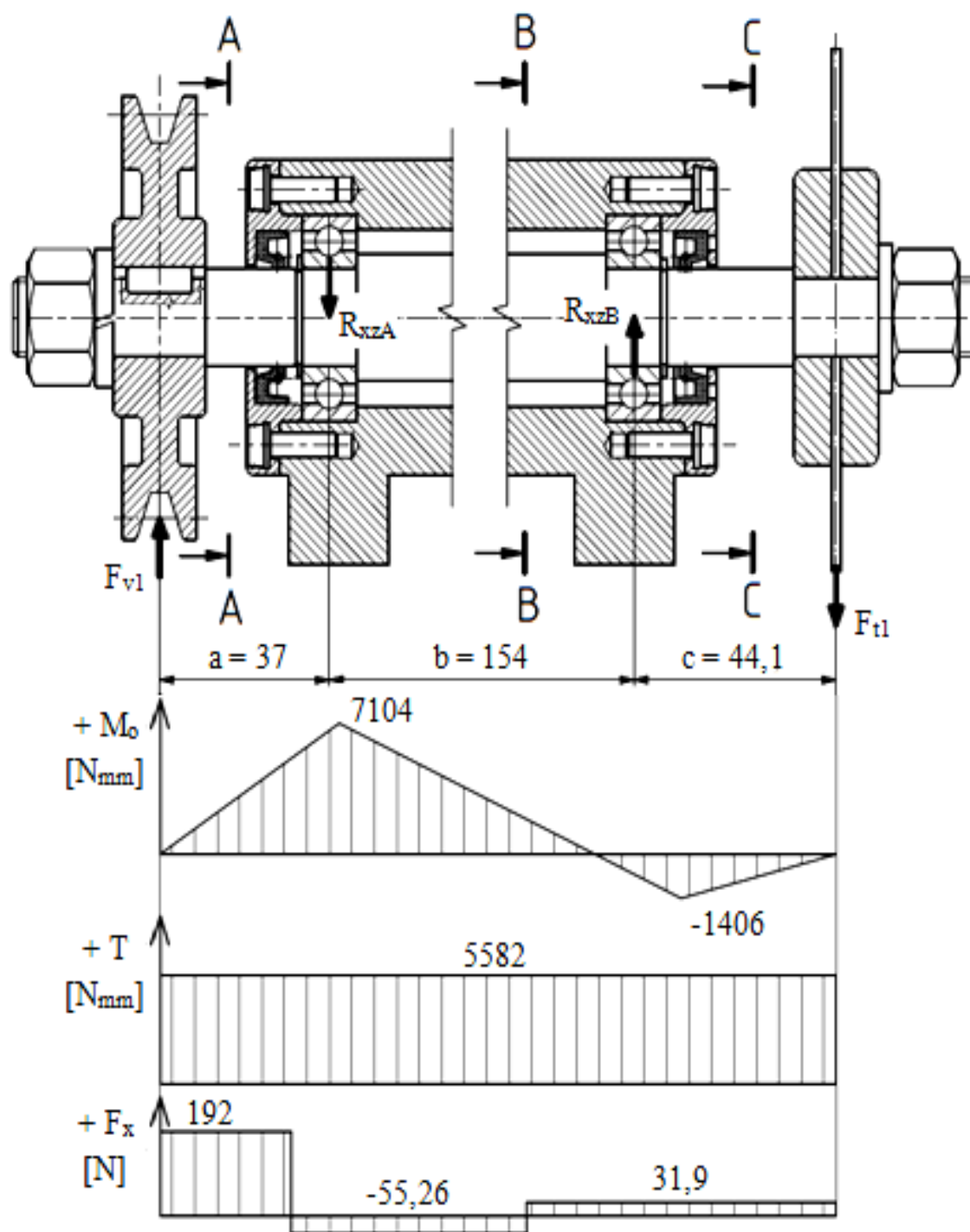
Autodesk Inventor Professional 2011

Ansys 14.0

Příloha A – Průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v rovině $x - y$



Příloha B – Průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v rovině $x - z$



Příloha C – Pevnostní analýza pracovního stolu

Pomocí software ANSYS 14.0 je provedena pevnostní analýza pracovního stolu kotoučové naklápěcí pily. Tento pracovní stůl je namáhám hmotností naklápěcího ramena (pracovní rameno, uložení hřídele, řemen) a hmotností motoru. Při výpočtu jsou zanedbány dynamické síly vznikající při řezání dřeva nebo kovu.

Výpočtový model pracovního stolu je tvořen svařencem z normalizovaných profilů dle normy ČSN. Všechny díly stolu jsou z konstrukční oceli 11 343.

Hmotnost pracovního ramena a motoru:

$$m_C = m_{NR} + m_M = 11,77 + 9 = 20,77 \text{ kg}$$

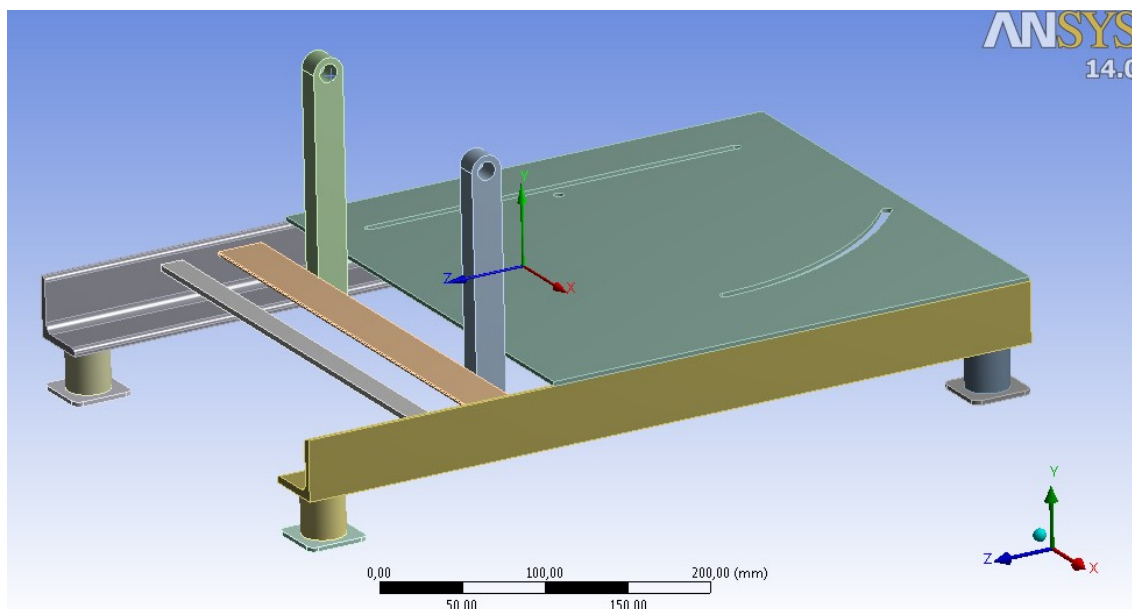
Síla působící od hmotnosti naklápěcího ramena a motoru:

$$Q = m_C \cdot g = 20,77 \cdot 9,81 = 203,75 \text{ N}$$

Síla působící na příčnice:

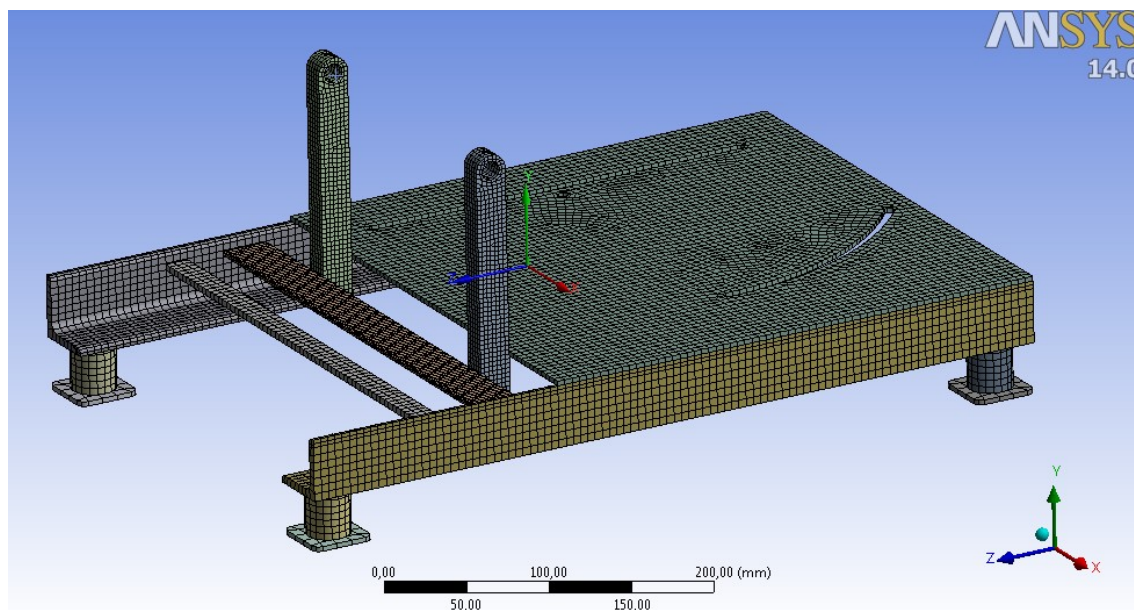
$$Q_1 = Q_2 = \frac{1}{2} \cdot Q = \frac{1}{2} \cdot 203,75 = 101,875 \text{ N}$$

Geometrický model pracovního stolu:



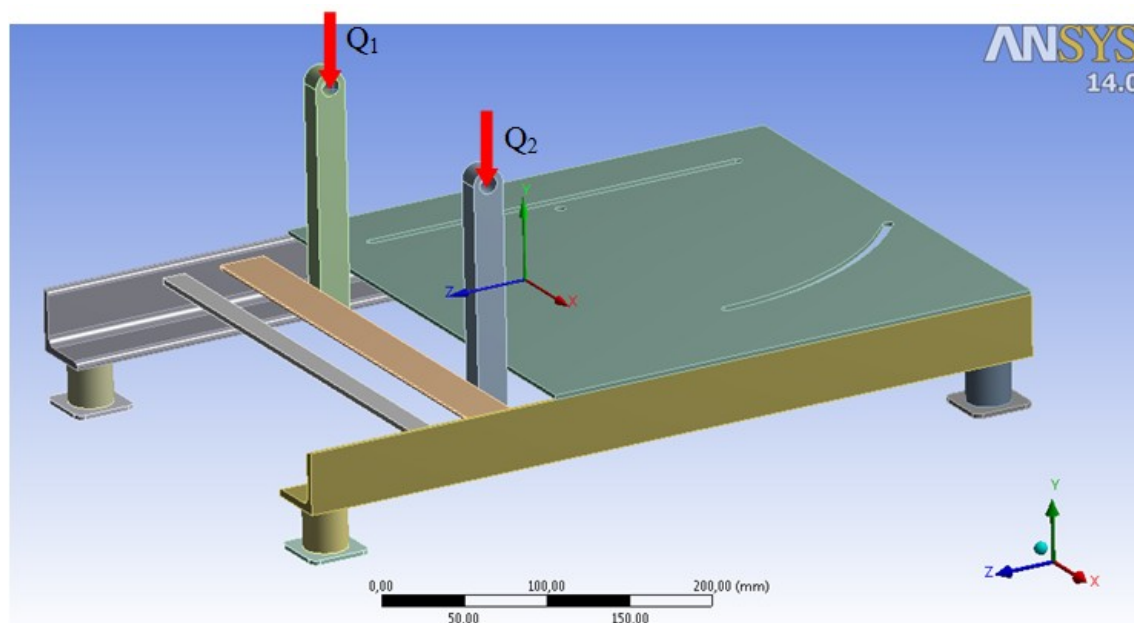
Síťový model rámu má počet:

- uzlů: 106587
- elementů: 16988

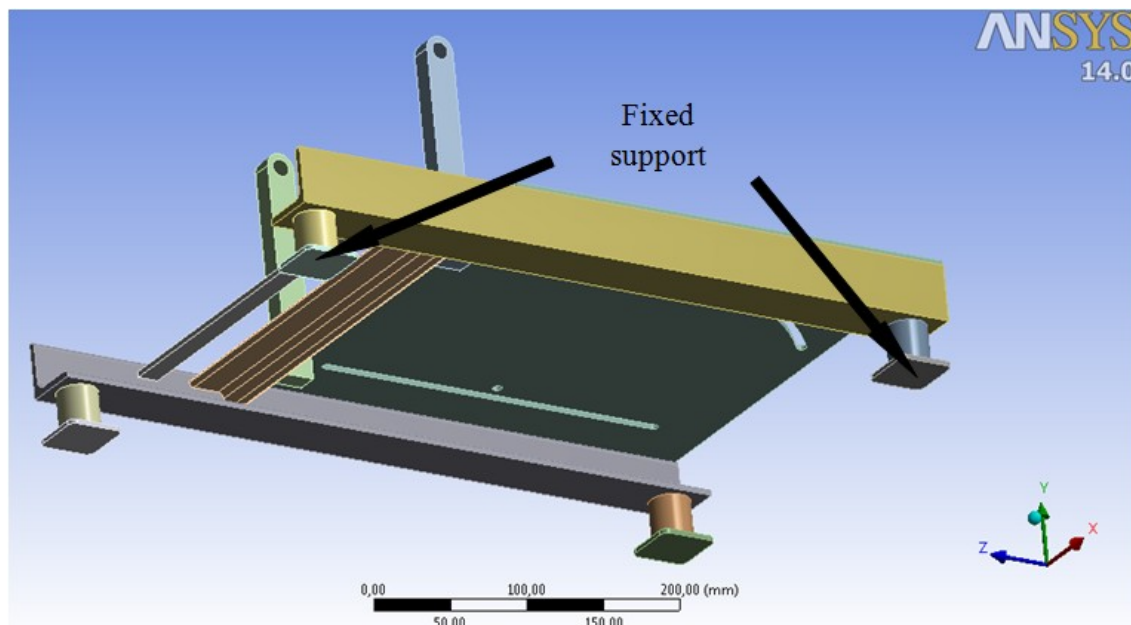


Výpočtový model:

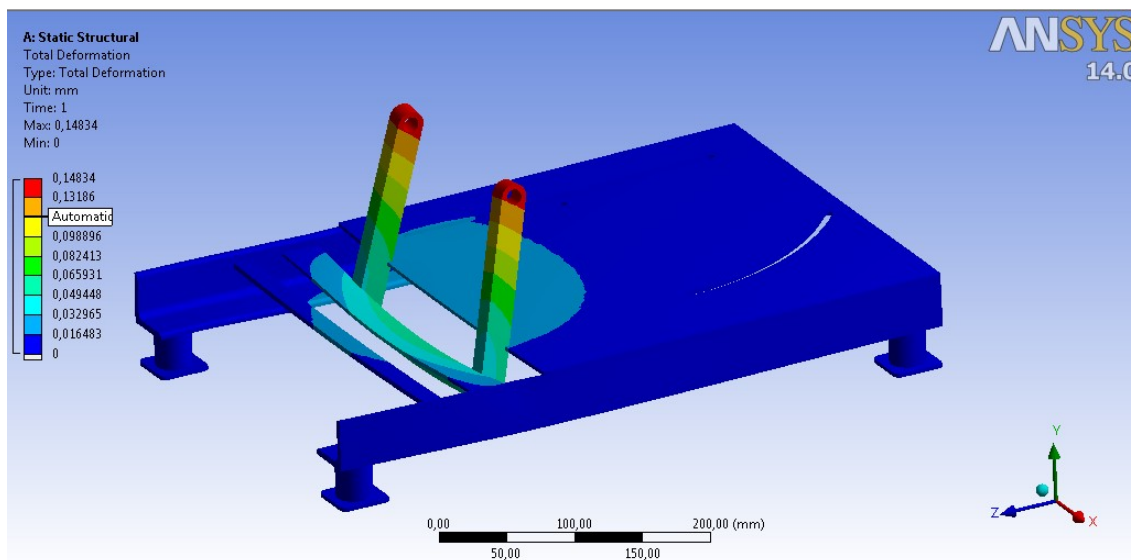
Síly Q_1 a Q_2 působí v čepích v ose Y.



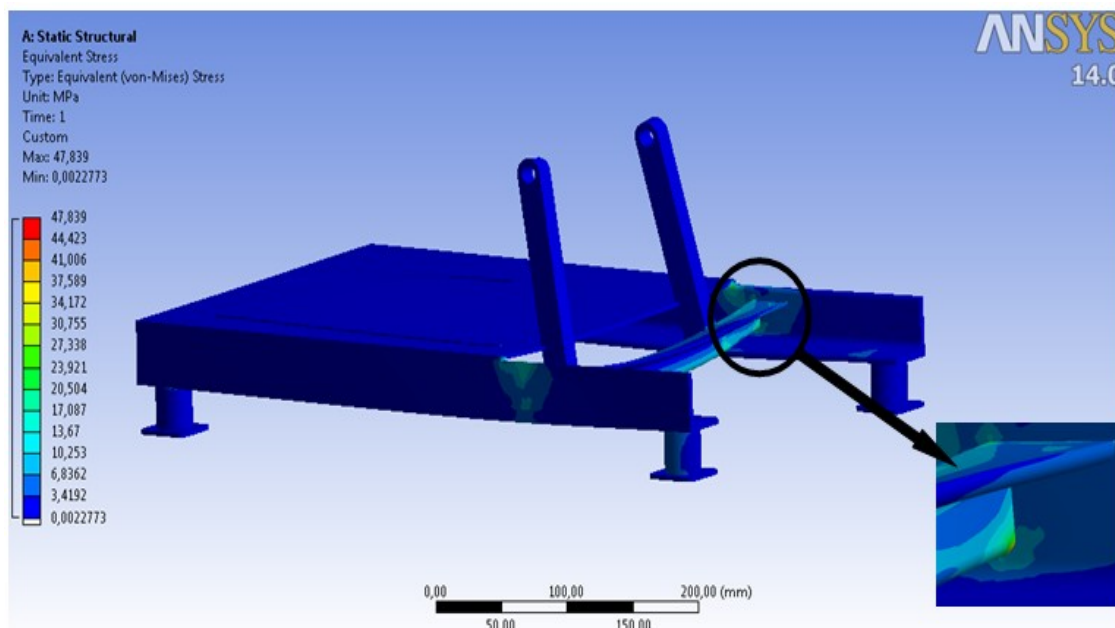
Všechny patky pracovního stolu jsou uloženy pevně a proto je zde vložena pevná podpora, která odebírá tři stupně volnosti – posuvy ve směrech x, y, z.



Maximální hodnota průhybu pracovního stolu přesahuje 0,14 mm. Tento maximální průhyb je v místě působení síly. Barevně je znázorněno, která místa jsou více či méně ohýbána.



Největší redukované napětí dle metody HMM se nachází v místě navaření dvou profilů L. Toto napětí odpovídá hodnotě $\sigma_{\text{red}} = 47,8 \text{ MPa}$.



Výsledné napětí ve svaru musí vyhovovat pevnostní podmínce:

$$\sigma_{\text{red}} \leq \beta \cdot \sigma_{\text{Dt}} = \beta \cdot \frac{R_e}{k_s}$$

$$47,8 \leq 1,17 \cdot \frac{180}{2}$$

$$47,8 < 105,3$$

Součinitel tloušťky svaru:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot \frac{a}{0,7}$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot \frac{3}{0,7} = 1,17$$

Statická bezpečnost k_s je závislá na provedení svaru. V běžných případech je statická bezpečnost volena $k_s \geq 1,5$. [2]

Volím $k_s = 2$.

Velikost svaru je $a = 3 \text{ mm}$.